

**Для цитирования:** В.Ю. Савин, В.Ю. Ильичев. Исследование неравномерности крутящего момента в пластинчатых гидромоторах двойного действия. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2020;47(1): 39-47. DOI:10.21822/2073-6185-2020-47-1-39-47

**For citation:** V.Yu. Savin, V.Yu. Ilyichev. Study of torque nonuniformity in double-action hydraulic rotary vane motors. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2020; 47(1): 39-47. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2020-47-1-39-47

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 532.14:678

DOI:10.21822/2073-6185-2020-47-1-39-47

### ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА В ПЛАСТИНЧАТЫХ ГИДРОМОТОРАХ ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

**В.Ю. Савин, В.Ю. Ильичев**

Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,  
248000, г. Калуга, ул. Баженова, д.2., Россия

**Резюме. Цель.** К числу основных характеристик пластинчатого гидромотора относится крутящий момент при номинальном давлении. При этом важнейшим параметром крутящего момента является его неравномерность. Исследован вопрос определения крутящего момента и его неравномерности для гидромоторов с десятью и двенадцатью пластинами. Приоритетом является обеспечение максимального постоянства данного параметра. **Метод.** Выражение для теоретического крутящего момента не учитывает тормозящее действие пластин. На пластинах возникает тормозящий момент вследствие их прижима давлением рабочей жидкости к статору. Составлено выражение для тормозящего момента пластин при типе кривой статора, обеспечивающей постоянное ускорение пластины относительно ротора. **Результат.** Построены графики изменения тормозящих моментов для 10 и 12 пластин. Получены отношения минимального и максимального тормозящих моментов равные 0,33 и 0,5 для моторов с десятью и двенадцатью пластинами соответственно. **Вывод.** Получены коэффициенты неравномерности крутящего момента для гидромоторов на заданные параметры, составляющие  $\delta = 11,6\%$  и  $\delta = 8,8\%$  для моторов с десятью и двенадцатью пластинами соответственно. Результаты анализа полученных параметров указывают на незначительное увеличение неравномерности крутящего момента в моторе с десятью пластинами. При этом уменьшение количества пластин ведет к повышению механического КПД гидромашины.

**Ключевые слова:** пластинчатый гидромотор, статор, кривая профиля статора, пластина, крутящий момент

**POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING**  
**STUDY OF TORQUE NONUNIFORMITY IN DOUBLE-ACTION HYDRAULIC ROTARY VANE MOTORS**

**V.Yu. Savin, V.Yu. Ilyichev**

*Kaluga Branch of the Bauman Moscow State Technical University  
(National Research University),  
2 Bazhenova St., Kaluga 248000, Russia*

**Abstract. Aim.** Hydraulic rotary vane motors rely on the principle of torque maintained at a nominal pressure. In this case, the most important parameter of the torque is its nonuniformity. The problem of determining nonuniform torque in hydraulic motors having ten and twelve vanes is investigated with the aim of ensuring the maximum stability of this parameter. **Method.** Braking torque occurs on the vanes of hydraulic rotary vane motors due to the pressure of the working fluid on the stator; the theoretical expression for torque does not take the braking effect of the vanes into account. Therefore, an expression is compiled for the braking torque of the vanes with a type of stator curve that provides constant acceleration of the vane relative to the rotor. **Results.** Plots of changes in braking torques were constructed for 10- and 12-vane motors. Ratios of the minimum and maximum braking torques equal to 0.33 and 0.5 for motors with ten and twelve vanes, respectively, were obtained. **Conclusion.** The torque nonuniformity coefficients for hydraulic motors for the given parameters of  $\delta = 11,6\%$  and  $\delta = 8,8\%$  for motors having ten and twelve vanes, respectively, were obtained. The results of the analysis of the obtained parameters indicate a slight increase in the nonuniformity of torque in a ten-vane motor. In this case, a decrease in the number of vanes leads to an increase in the mechanical efficiency of the hydraulic machine.

**Keywords:** hydraulic rotary vane motor, stator, stator profile curve, vane, torque

**Введение.** Анализируя особенности и характеристики объемных гидромашин [1-3] можно выделить преимущества пластинчатых гидромоторов. Данные агрегаты отличаются простотой конструкции, относительная дешевизна, малые габариты, сравнительно нежесткие требования к фильтрации рабочей жидкости.

Пластинчатые гидромоторы по совокупности характеристик и конструктивных особенностей являются одними из наиболее совершенных видов гидромоторов, применяемых для автоматизации рабочих процессов в промышленности, сельском хозяйстве [4,5]. Широчайшее использование пластинчатые гидромоторы так же получили в путевых машинах, предназначенных для выполнения работ при текущем содержании и ремонте путей железных дорог. К числу основных характеристик пластинчатого гидромотора относится крутящий момент при номинальном давлении. При этом важнейшим параметром крутящего момента является его неравномерность. Одним из путей снижения неравномерности крутящего момента является увеличение числа пластин в гидромоторе [6].

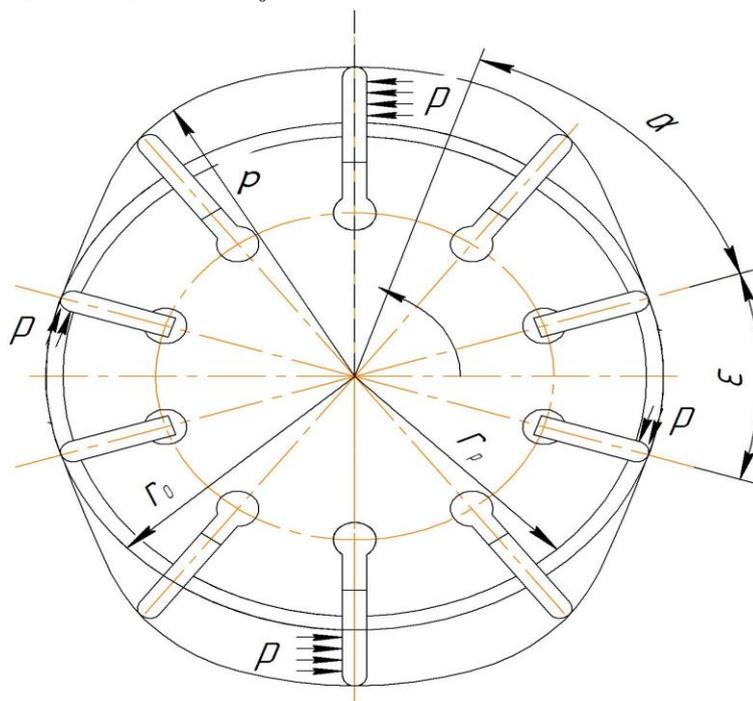
**Постановка задачи.** Существуют определенные рекомендации по выбору числа пластин при проектировании гидромотора. Число пластин рекомендуется выбирать кратным 4, т.е. 8, 12, 16 и т.д. [7]. При этом, необходимо отметить, что значительная часть гидромашин фирмы Denison, поставляемых для комплектации выправочно-подбивочно-рихтовочных путевых машин имеет 10 пластин. Проведенные исследования рабочих процессов пластинчатых гидромашин с десятью пластинами и допустимых соотношений параметров не выявили критических противоречий [8-10]. Исследуем вопрос определения крутящего момента и его неравномерности для гидромотора с десятью пластинами и гидромотора с двенадцатью пластинами. Приоритетом является обеспечение максимального постоянства параметров движения выходного звена [11].

**Методы исследования.** Выражение для расчета крутящего момента через рабочее давление и расход [12,13] не дает представления о характере действия составляющих момента, об изменении момента и причинах возникновения неравномерности.

Теоретический крутящий момент, развиваемый пластинчатым гидромотором двойного действия равен:

$$M_T = 2(M_1 - M_2), \quad (1)$$

где  $M_1$  – момент от давления рабочей жидкости на пластину, которая контактирует со статором на радиусе  $R$ ;  $M_2$  – момент от давления рабочей жидкости на пластину, которая контактирует со статором на радиусе  $r_0$ .



**Рис. 1. Схема пластинчатого гидромотора с десятью пластинами**

**Fig. 1. Diagram of a ten-plate vane motor**

Момент  $M_1$  определяем как произведение силы давления на плоскую стенку [14, 15] на плечо силы:

$$M_1 = Fr_D, \quad (2)$$

где  $F$  - результирующая сил давления рабочей жидкости на пластину;  $r_D$  - плечо результирующей силы давления относительно центра вращения рабочей секции.

В зависимости от формы, пластина может иметь криволинейный участок в зоне контакта со статором. При этом, формально, сила давления рабочей жидкости на пластину должна рассчитываться как сила давления жидкости на криволинейную стенку [16]. В тоже время относительно небольшая площадь криволинейного участка позволяет принять допущение о прямолинейности пластины.

Результирующая сила давления равна

$$F = pS, \quad (3)$$

где  $p$  - давление рабочей жидкости;  $S$  - площадь выдвинутой из ротора части пластины.

Площадь выдвинутой из ротора части пластины определим в соответствии со следующим выражением:

$$S = B(R - r_p), \quad (4)$$

где  $B$  - толщина пластины;  $r_p$  - радиус ротора.

Так как давление рабочей жидкости передается всем точкам площади  $S$  одинаково, то равнодействующая силы будет приложена в центре тяжести площади  $S$ .

Таким образом, плечо результирующей сил давления относительно центра вращения рабочей секции будет равно

$$r_D = r_p + \frac{R - r_p}{2}. \quad (5)$$

Подставив выражения (3), (4), (5) в выражение (2) получим:

$$M_1 = pB(R - r_p) \left( r_p + \frac{R - r_p}{2} \right). \quad (6)$$

Аналогичным образом определяем момент  $M_2$  от давления рабочей жидкости на пластину, которая контактирует со статором на радиусе  $r_0$ :

$$M_2 = pB(r_0 - r_p) \left( r_p + \frac{r_0 - r_p}{2} \right). \quad (7)$$

Выражение для крутящего момента (1) не учитывают тормозящее действие пластин. На пластинах возникает тормозящий момент вследствие того что пластины прижимаются давлением рабочей жидкости к статору. Тормозящий момент одной пластины равен

$$M_{n1} = F_{mp} \rho, \quad (8)$$

где  $F_{mp}$  - сила трения скольжения пластины о статор.

Сила трения пластины о статор является составляющей силы реакции  $F_R$  шероховатой поверхности статора (рис. 2) и определяется следующим образом

$$F_{mp} = fN = N \operatorname{tg} \gamma, \quad (9)$$

где  $f$  - коэффициент трения пластины о статор,  $N$  - нормальная реакция.

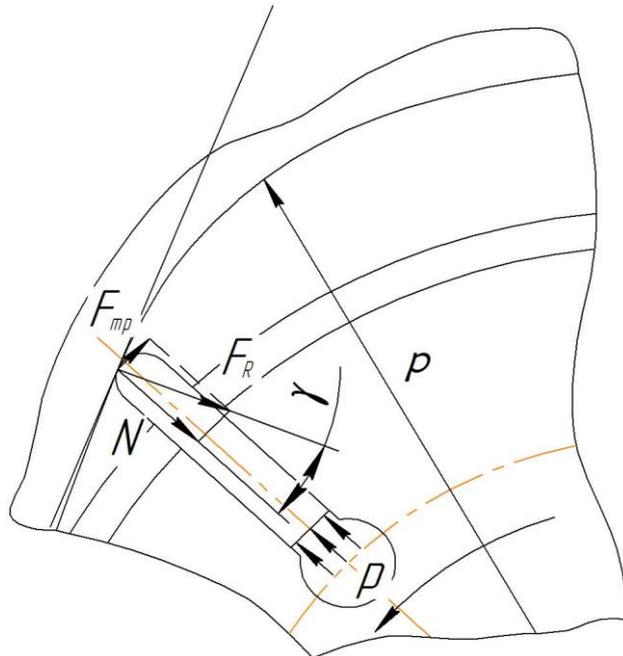


Рис. 2. Сила реакции  $F_R$  шероховатой поверхности статора и ее составляющие  
 Fig. 2. The reaction force of the rough surface of the stator and its components

Анализируя рис. 2, в соответствии с понятием понятия угла трения [17] можно записать следующее соотношение

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{d\rho/d\varphi}{\rho}. \quad (10)$$

Нормальная реакция или сила давления рабочей жидкости на торец пластины равна

$$N = pS_m = pBb, \quad (11)$$

где  $S_m$  - площадь торцевой поверхности пластины,  $b$  - толщина пластины.

Необходимо отметить, что данное выражение для насосов, имеющих разгрузку пластин [18,19], необходимо корректировать с учетом давления, действующего на поверхность пластины, контактирующую со статором.

Для пластин расположенных в зоне нагнетания давление рабочей жидкости, подводимой к кольцевой канавке, в первом приближении уравнивается давлением масляной пленки в месте контакта пластин с кривой статора.

На пластины, находящиеся в зоне слива действует сила, определяемая уравнением (11). В гидромоторе двойного действия в зоне слива одновременно находится две пластины. В соответствии с этим, а также, учитывая выражения (8), (9), (10) и (11) получим выражение для тормозящего момента пластин гидромотора

$$M_n = 2pBb \frac{d\rho}{d\varphi}. \quad (12)$$

Радиус  $\rho$  на рабочих участках статора не постоянен, а изменяется по определенному закону. Соответственно и крутящий момент в соответствии с выражение (12) так же будет изменяться.

Проанализируем характер изменения крутящего и тормозящего моментов гидромотора с профилем кривой статора, обеспечивающим постоянное ускорение пластины относительно ротора [20].

Уравнение кривой при угле  $\varphi$  от нуля до  $\frac{\alpha}{2}$ :

$$\rho = r_0 + \frac{2(R - r_0)}{\alpha^2} \varphi^2, \quad (13)$$

где  $R$  - максимальный радиус кривой статора;  $r_0$  - минимальный радиус кривой статора;  $\alpha$  - угол, внутри которого расположена кривая профиля статора.

При  $\varphi$  от  $\frac{\alpha}{2}$  до  $\alpha$ :

$$\rho = 2r_0 - R + \frac{4(R - r_0)}{\alpha} \left( \varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha} \right). \quad (14)$$

Из уравнений (13) и (14) дифференцирование определяем скорости пластины и подставляем их в уравнение 12.

При угле  $\varphi$  от нуля до  $\frac{\alpha}{2}$

$$M_n = 8pBb \frac{(R - r_0)}{\alpha^2} \varphi. \quad (15)$$

При  $\varphi$  от  $\frac{\alpha}{2}$  до  $\alpha$  тормозящий момент равен:

$$M_n = 8pBb \frac{(R - r_0)}{\alpha} \left(1 - \frac{\varphi}{\alpha}\right). \quad (16)$$

Углы  $\alpha$  определим через число пластин гидромотора. Для этого запишем уравнение, построенное на основе схемы пластинчатого гидромотора двойного действия (рис. 1):

$$2\alpha + 2\varepsilon = \pi \quad (17),$$

где  $\varepsilon$  - угол, на котором расположения уплотнительной перемычки.

При допускаемом соотношении

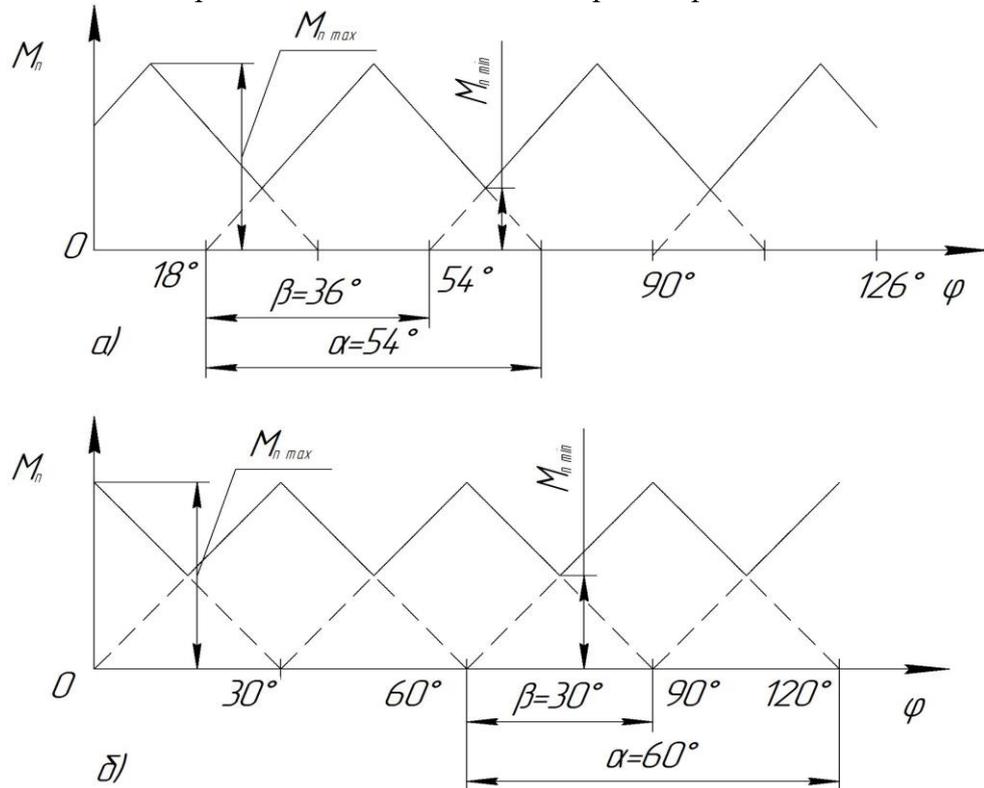
$$\varepsilon = \beta, \quad (18)$$

где  $\beta = \frac{2\pi}{z}$  - угол между соседними пластинами, получим

$$\alpha = \frac{\pi(z - 4)}{2z}. \quad (19)$$

Применив выражение (18) получим для десяти пластин  $\alpha = \frac{3\pi}{10}$  и для двенадцати пластин  $\alpha = \frac{\pi}{3}$ .

**Обсуждение результатов.** С учетом того, что угол  $\alpha$  зависит от числа пластин, построим графики изменения тормозящих моментов для гидромоторов с 10 и 12 пластинами (рис.3).



**Рис. 3. Графики изменения тормозящих моментов для гидромоторов с десятью (а) и двенадцатью (б) пластинами**

**Fig. 3. Diagrams of changes in braking moments for hydraulic motors with ten (a) and twelve (b) plates**

Из графиков видно, что максимальный и минимальный тормозящий моменты связаны следующими соотношениями:

для гидромоторов с десятью пластинами,  $\alpha = \frac{3\pi}{10}$ ,  $\varepsilon = \beta = \frac{\pi}{5}$

$$\frac{M_{n \min}}{M_{n \max}} = 0,33,$$

для гидромоторов с двенадцатью пластинами,  $\alpha = \frac{\pi}{3}$ ,  $\varepsilon = \beta = \frac{\pi}{6}$

$$\frac{M_{n \min}}{M_{n \max}} = 0,5.$$

Полученные соотношения  $\frac{M_{n \min}}{M_{n \max}}$  указывают на незначительное увеличение неравно-

мерности крутящего момента при переходе от двенадцати к десяти пластинам.

В то же время уменьшение количества пар трения ведет к повышению механического КПД гидромашины.

Еще одним объективным показателем неравномерности является коэффициент неравномерности крутящего момента, определяемый следующим соотношением

$$\delta = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_T} \cdot 100, \quad (20)$$

где  $M_{\max}$  - максимальный крутящий момент с учетом минимального тормозящего момента;  $M_{\min}$  - минимальный крутящий момент с учетом максимального тормозящего момента.

Для гидромотора с десятью пластинами, номинальным давлением 7 МПа, размерами  $B=32$  мм,  $b=5,4$  мм,  $r_0=57,6$  мм,  $R=66,3$  мм получаем  $\delta = 11,6\%$ . Для мотора с двенадцатью пластинами в первом приближении получим  $\delta = 8,8\%$ .

**Вывод.** Произведено исследование неравномерности крутящего момента в пластинчатых гидромоторах двойного действия с десятью и двенадцатью пластинами. В качестве типа кривой статора принята кривая, обеспечивающая постоянное ускорение пластины относительно ротора.

Построены графики изменения тормозящих моментов для гидромоторов с десятью и двенадцатью пластинами. Получены отношения максимального и минимального тормозящих моментов, равные 0,33 и 0,5 для моторов с десятью и двенадцатью пластинами соответственно.

Получены коэффициенты неравномерности крутящего момента, составляющие  $\delta = 11,6\%$  и  $\delta = 8,8\%$  для моторов с десятью и двенадцатью пластинами соответственно.

Результаты анализа полученных параметров указывают на незначительное увеличение неравномерности крутящего момента в моторе с десятью пластинами. При этом уменьшение количества пластин ведет к повышению механического КПД гидромашины.

#### Библиографический список

1. Гавриленко Б.А. Гидравлический привод / Б.А. Гавриленко, В.А. Минин, С.Н. Рождественский – М.: Машиностроение, 1968. – 502 с.
2. Некрасов Б.Б. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах / Б.Б. Некрасов – М.: Машиностроение, 1967. – 368 с.
3. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1979. – 628 с.
4. Исаев А.П. Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов / А.П. Исаев, Б.И. Сергеев, В.А. Дидур. – М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
5. Исупова И.В. Повышение долговечности ротационных вакуумных насосов / И.В. Исупова, И.Г. Цубера // Инновации в сельском хозяйстве. – 2015. - №3. – С. 151-154.

6. Борзов В.М. Идентификация параметров и расчет крутящего момента пластинчатого пневмомотора / В.М. Борзов, И.В. Ивлев // *Технология машиностроения и материаловедение*. – 2019. - №3. – С. 10-14.
7. Зайченко И.З. Пластинчатые насосы и гидромоторы / И.З. Зайченко, Л.М. Мышлевский. - М.: Машиностроение, 1970. – 229 с.
8. Савин В.Ю. Исследование равномерности расходов всасывающих и нагнетающих пластин для пластинчатого насоса / В.Ю. Савин // *Электронный журнал: наука, техника и образование*. – 2017. - №3 (14). – С. 18-22.
9. Савин В.Ю. Определение допустимых отношений радиусов статора пластинчатого насоса / В.Ю. Савин, Г.В. Волков, В.С. Малахов // *Электронный журнал: наука, техника и образование*. – 2017. - №3 (14). – С. 38-42.
10. Савин Р.В. Выбор числа пластин в насосах двойного действия / Р.В. Савин, В.Ю. Савин // *Электронный журнал: наука, техника и образование*. – 2018. - №4. – С. 6-13.
11. Гойдо, М.Е. Проектирование объемных гидроприводов / М.Е. Гойдо. — Москва : Машиностроение, 2009. — 304 с.
12. Башта, Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
13. Гринчар Н.Г. Основы гидропривода машин. Часть 1 / Н.Г. Гринчар, Н.А. Зайцева. – М.: ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2016. – 444 с.
14. Справочник по гидравлическим расчетам/ П.Г. Киселев. [и др.]. – М.: Энергия, 1974. – 312 с.
15. Примеры расчетов по гидравлике/ А.Д. Альтшуль. [и др.]. – М.: Стройиздат, 1976. – 256 с.
16. Сборник задач по машиностроительной гидравлике / Д.А. Бутаев. [и др.]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 628 с.
17. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики/ Н.Н. Никитин – М.: Высшая школа, 1990. – 607 с.
18. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
19. Свешников, В.К. Станочные гидроприводы: справочник / В.К. Свешников. – М.: Машиностроение, 2008. – 640 с.
20. Савин В.Ю. Корректировка профиля статора с целью снижения шума в пластинчатых насосах / В.Ю. Савин // *Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук*. – 2016.- № 11-4. – С. 29-31.

#### References:

1. Gavrilenko V.A. Gidravlicheskiy privod / V.A. Gavrilenko, V.A. Minin, S.N. Rozhdestvenskiy – М.: Mashinostroyeniye, 1968. – 502 s. [Gavrilenko V.A., Minin V.A., Rozhdestvenskiy S.N. Hydraulic drive. Moscow, Mashinostroyeniye, 1968, 502p. (In Russ.)]
2. Nekrasov B.B. Gidravlika i yeye primeneniye na letatel'nykh apparatakh / B.B. Nekrasov – М.: Mashinostroyeniye, 1967. – 368 s. [Nekrasov B.B. Hydraulics and its use in aircraft. Moscow, Mashinostroyeniye, 1967, 368p. (In Russ.)]
3. Bashta T.M. Ob'yemnyye gidravlicheskiye privody / T.M. Bashta. [i dr.]. – М.: Mashinostroyeniye, 1979. – 628 s. [Bashta T.M., Zaichenko I. Z., Ermakov V.V., Haimovich E.M. Positive-displacement hydraulic machinery. Moscow, Mashinostroyeniye, 1979, 628p. (In Russ.)]
4. Isayev A.P. Gidravlika i gidromekhanizatsiya sel'skokhozyaystvennykh protsessov / A.P. Isayev, B.I. Sergeev, V.A. Didur. – М.: Agropromizdat, 1990. – 400 s. [Isayev A.P., Sergeev B.I., Didur V.A. Hydraulics and hydromechanization of agricultural processes. Moscow, Agropromizdat, 1990, 400p. (In Russ.)]
5. Isupova I.V. Povysheniye dolgovechnosti rotatsionnykh vakuumnnykh nasosov / I.V. Isupova, I.G. Tsubera // *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. – 2015. - №3. – S. 151-154. [Isupova I.V., Tsubera I.G. Rotary vacuum pumps life extension. Agricultural Innovation. 2015; 3:151-154. (In Russ.)]
6. Borzov V.M. Identifikatsiya parametrov i raschet krutyashchego momenta plastinchatogo pnevmomom-tora / V.M. Borzov, I.V. Ivlev // *Tekhnologiya mashinostroyeniya i materialovedeniye*. – 2019. - №3. – S. 10-14. [Borzov V.M., Ivlev V.I. Mathematical modeling and vector identification of air vane. Engineering Technology and Materials Science. 2019; 3:10-14. (In Russ.)]
7. Zaychenko I.Z. Plastinchatyye nasosy i gidromotory / I.Z. Zaychenko, L.M. Myshlevskiy. - М.: Mashinostroyeniye, 1970. – 229 s. [Zaichenko I. Z., Myshlevskiy L.M. Rotary vane pumps and hydraulic motors. Moscow, Mashinostroyeniye, 1970, 229p. (In Russ.)]
8. Savin V.YU. Issledovaniye ravnomernosti raskhodov vsasyvayushchikh i nagnetayushchikh plastin dlya plastinchatogo nasosa / V.YU. Savin // *Elektronnyy zhurnal: nauka, tekhnika i obrazovaniye*. – 2017. - №3 (14). – S. 18-22. [Savin V.Yu. Research of consumptions of suctions and injections vanes of the rotary vane pump. Science, technology and education. 2017; 3:18-22. (In Russ.)]
9. Savin V.YU. Opredeleniye dopustimyykh otnosheniy radiusov statora plastinchatogo nasosa / V.YU. Savin, G.V. Volkov, V.S. Malakhov // *Elektronnyy zhurnal: nauka, tekhnika i obrazovaniye*. – 2017. - №3 (14). – S. 38-42. [Savin V.Yu., Volkov G.V., Malakhov V.S. Determination of allowable ratios of the stator radius of the rotary vane pump. Science, technology and education. 2017; 3: 38-42. (In Russ.)]
10. Savin R.V. Vybora chisla plastin v nasosakh dvoynogo deystviya / R.V. Savin, V.YU. Savin // *Elektronnyy zhurnal: nauka, tekhnika i obrazovaniye*. – 2018. - №4. – S. 6-13. [Savin R.V., Savin V.Yu. Selection of the number of plates in double-acting pumps. Science, technology and education. 2018; 4: pp. 6-13. (In Russ.)]

11. Goydo, M.Ye. *Proyektirovaniye ob'yemnykh gidroprivodov* / M.Ye. Goydo. — Moskva : Mashinostroyeniye, 2009. — 304 s. [Goydo M.E. Design of hydraulic drives. Moscow, Mashinostroenie, 2009, 304p. (In Russ.)]
12. Bashta, T.M. *Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika* / T.M. Bashta – M.: Mashinostroyeniye, 1972. – 320 s. [Bashta T.M. Hydraulic drive and hydropneumatic automation. Moscow, Mashinostroenie, 1972, 320p. (In Russ.)]
13. Grinchar N.G. *Osnovy gidroprivoda mashin. Chast' 1* / N.G. Grinchar, N.A. Zaitseva. – M.: FGBOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte», 2016. – 444 s. [Grinchar N.G., Zaitseva N.A. Basics of hydraulic machinery. Part 1. Moscow, Uchebno-metodicheskij centr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte, 2016, 444p. (In Russ.)]
14. *Spravochnik po gidravlicheskim raschetam*/ P.G. Kiselev. [i dr.]. – M.: Energiya, 1974. – 312 s. [Kiselev P.G., Altshul A.D., Danilchenko N.V., Kasparsen A.A., Krivchenko G.I., Pashkov N.N. Slisky S.M. Hydraulic Calculation Reference. Moscow, Energy, 1974, 312p. (In Russ.)]
15. *Primery raschetov po gidravlike*/ A.D. Al'tshul'. [i dr.]. – M.: Stroyizdat, 1976. – 256 s. [Altshul A.D., Kalitsun V.I., Mairanovsky F.G., Palgunov P.P. Examples of hydraulic calculations. Moscow, Stroyizdat, 1976, 256p. (In Russ.)]
16. *Sbornik zadach po mashinostroitel'noy gidravlike* / D.A. Butayev. [i dr.]. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2002. – 628 s. [Butayev D.A., Kalmykova Z.A., Podviz L.G., Popov K.N., Rozhdestvensky S.N., Yanshin B.I. Collection of tasks in engineering hydraulics. Moscow. Publishing House Bauman Moscow State Technical University, 2002, 628p. (In Russ.)]
17. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki*/ N.N. Nikitin – M.: Vysshaya shkola, 1990. – 607 s. [Nikitin N.N. Theoretical Mechanics Course. Moscow, Graduate School, 1990, 607p. (In Russ.)]
18. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: uchebnik dlya mashinostroitel'nykh vuzov* / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov i dr. – M.: Mashinostroyeniye, 1982. – 423 s. [Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., Baybakov O.V. Hydraulics and hydraulic machines. Moscow, Mashinostroenie, 1982, 423p. (In Russ.)]
19. *Sveshnikov, V.K. Stanochnyye gidroprivody: spravochnik* / V.K. Sveshnikov. – M.: Mashinostroyeniye, 2008. – 640 s. [Sveshnikov V.K. Hydraulic machines: manual. Moscow, Mashinostroenie, 2008, 640p. (In Russ.)]
20. Savin V.YU. *Korrektirovka profilya statora s tsel'yu snizheniya shuma v plastinchatykh nasosakh* / V.YU. Savin // *Aktual'nyye problemy gumanitarnykh i yestestvennykh nauk.* – 2016.- № 11-4. – S. 29-31. [Savin V.Yu. Correction of the stator profile to reduce noise in vane pumps. Actual problems of the humanities and natural sciences. 2016; 11-4:29-31. (In Russ.)]

**Сведения об авторах:**

Савин Владимир Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, кафедра «Тепловые двигатели и гидромашин»; ORCID0000-0002-2476-9768; e-mail: savin.study@yandex.ru

Ильичев Владимир Юрьевич, кандидат технических наук, доцент, кафедра «Тепловые двигатели и гидромашин»; e-mail: patrol8@yandex.ru

**Information about authors:**

Vladimir Yu. Savin, Cand. Sci. (Technical), Ass. Prof., Department of Thermal Engines and Hydraulic Machines; e-mail: savin.study@yandex.ru

Vladimir Yu. Ilyichev, Cand. Sci. (Technical), Ass. Prof., Department of Thermal Engines and Hydraulic Machines; e-mail: patrol8@yandex.ru

**Конфликт интересов.**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

**Поступила в редакцию** 20.01.2020.

**Принята в печать** 21.02.2020.

**Conflict of interest.**

The authors declare no conflict of interest.

**Received** 20.01.2020.

**Accepted for publication** 21.02.2020.